

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平11-63146

(43) 公開日 平成11年(1999) 3月5日

(51) Int.Cl.⁶
F 1 6 H 37/02

識別記号

F I
F 1 6 H 37/02

A

審査請求 未請求 請求項の数1 OL (全 5 頁)

(21) 出願番号 特願平9-217698
(22) 出願日 平成9年(1997) 8月12日

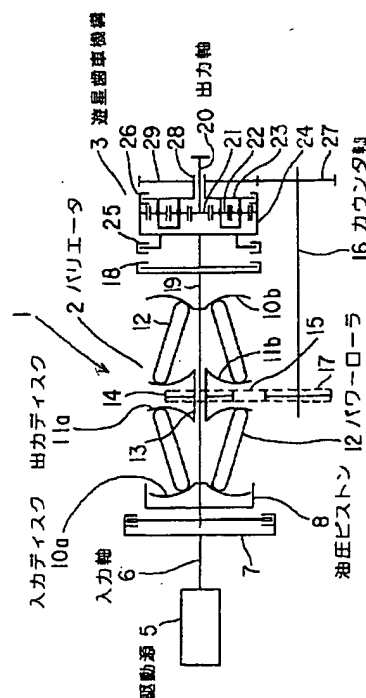
(71) 出願人 000004204
日本精工株式会社
東京都品川区大崎1丁目6番3号
(72) 発明者 宮田 慎司
神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号
日本精工株式会社内
(72) 発明者 今西 尚
神奈川県藤沢市鶴沼神明一丁目5番50号
日本精工株式会社内
(74) 代理人 弁理士 鈴江 武彦 (外5名)

(54) 【発明の名称】 トロイダル形無段変速装置

(57) 【要約】

【課題】動力伝達効率を向上させると共に、装置の小型化を図ることができるトロイダル形無段変速装置を提供することにある。

【解決手段】バリエータ2および遊星歯車機構3とを備え、バリエータ2は、入力軸6と連動して回転する互いに対向する一対の入力ディスク10a、10bと、一対の出力ディスク11a、11bと、両ディスク間に傾転自在に転接されたパワーローラ12とからなり、遊星歯車機構3は、出力軸20を回転させる太陽歯車21と、この太陽歯車21の周囲に配置されたリング歯車24と、前記太陽歯車21とリング歯車24との間にキャリア23によって回転自在に支持された複数の遊星歯車22とからなり、入力軸と入力ディスクとの間に設けられ入力ディスクをパワーローラを介して出力ディスクに押圧する油圧ピストン8と、出力ディスクの回転をキャリアに伝達させるカウンタ軸16と、入力ディスクの回転をリング歯車に伝達させる中心軸19とを具備する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置されたバリエータおよび遊星歯車機構とを備え、

前記バリエータは、前記入力軸と連動して回転する互いに対向する一対の入力ディスクと、この一対の入力ディスクの間に同軸的に配置され互いに同期して回転する一対の出力ディスクと、前記入力ディスクと出力ディスクとの間に傾転自在に転接されたパワーローラとからなり、

前記遊星歯車機構は、前記出力軸を回転させる太陽歯車と、この太陽歯車の周囲に配置されたリング歯車と、前記太陽歯車とリング歯車との間にキャリアによって回転自在に支持された複数の遊星歯車とからなるトロイダル形無段変速装置において、

前記入力軸と入力ディスクとの間に設けられ入力ディスクをパワーローラを介して出力ディスクに押圧する油圧押圧機構と、前記出力ディスクの回転を前記キャリアに伝達させるとともにキャリアの回転を出力ディスクに動力循環させる第1の動力伝達機構と、前記入力ディスクの回転を前記リング歯車に伝達させる第2の動力伝達機構とを具備したことを特徴とするトロイダル形無段変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、例えば自動車の変速機として用いるトロイダル形無段変速装置に関する。

【0002】

【従来の技術】例えば自動車用変速機として用いるトロイダル形無段変速装置は、例えば、特開平1-169169号公報で知られている。このトロイダル形無段変速装置は、入力ディスクと出力ディスクとの間にパワーローラが傾転自在に転接されたトロイダル形無段変速機と、その出力ディスクに接続された遊星歯車機構とを備え、遊星歯車機構は、太陽歯車が前記出力ディスクに連結された第1及び第2の遊星歯車組と、前記第1の遊星歯車組の所定の要素を固定して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取出して前記第2の遊星歯車組及び出力軸に伝達する第1の動力伝達機構と、前記第2の遊星歯車組の所定の要素を前記入力ディスクに連結して前記出力ディスクと逆方向の回転力を選択的に取出して前記出力軸に伝達する第2の動力伝達機構とを備えている。

【0003】すなわち、シングルキャピティ式のトロイダル形無段変速機と2段の遊星歯車組とから構成され、第1の動力伝達機構を作動させて第1の遊星歯車組の所定の要素を固定することにより、トロイダル形無段変速機の出力ディスクの回転駆動力を第1の遊星歯車組を介

して出力軸に出力軸とは逆回転となるように伝達して前進状態の第1のモードを得ている。

【0004】また、この第1のモードにおいて、トロイダル形無段変速機を最大増速位置とした状態で、第1の動力伝達機構を非作動状態とし、これに代えて第2の動力伝達機構を作動させて第2の遊星歯車組の所定の要素を固定することにより、入力軸の回転駆動力をトロイダル形無段変速機を介さずに直接第2の遊星歯車組を介して出力軸に伝達するとともに、その一部を第2の遊星歯車組及びトロイダル形無段変速機を介して入力軸に戻す所謂動力循環状態となる前進状態の第2のモードを得ている。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、従来のトロイダル形無段変速装置にあっては、シングルキャピティ式のトロイダル形無段変速機であるため、動力の伝達効率が悪く、大トルクを伝達することができないという問題があった。また、2段の遊星歯車組を用いているため、装置が大型化するという問題がある。

【0006】この発明は、前記事情に着目してなされたもので、その目的とするところは、油圧を制御することにより、常に適切な推力を与えることができ、また、高速走行時の動力循環によりバリエータに入力されるトルクを小さくすることができ、バリエータの全体に占めるトルクの負担の割合が小さく、構成部品の耐久性を向上でき、さらにダブルキャピティにより大トルクを伝達できるトロイダル形無段変速装置を提供することにある。

【0007】

【課題を解決するための手段】この発明は、前記目的を達成するために、駆動源により回転駆動される入力軸と、この入力軸の回転に基づく動力を取出す出力軸と、前記入力軸と前記出力軸との間に配置されたバリエータおよび遊星歯車機構とを備え、前記バリエータは、前記入力軸と連動して回転する互いに対向する一対の入力ディスクと、この一対の入力ディスクの間に同軸的に配置され互いに同期して回転する一対の出力ディスクと、前記入力ディスクと出力ディスクとの間に傾転自在に転接されたパワーローラとからなり、前記遊星歯車機構は、前記出力軸を回転させる太陽歯車と、この太陽歯車の周囲に配置されたリング歯車と、前記太陽歯車とリング歯車との間にキャリアによって回転自在に支持された複数の遊星歯車とからなるトロイダル形無段変速装置において、前記入力軸と入力ディスクとの間に設けられ入力ディスクをパワーローラを介して出力ディスクに押圧する油圧押圧機構と、前記出力ディスクの回転を前記キャリアに伝達させるとともにキャリアの回転を出力ディスクに動力循環させる第1の動力伝達機構と、前記入力ディスクの回転を前記リング歯車に伝達させる第2の動力伝達機構とを具備したことを特徴とする。

【0008】前述のように構成されたトロイダル形無段

変速装置によれば、低速走行時には、遊星歯車機構のキャリアをリング歯車に接続すると共に、第2の動力伝達機構とリング歯車との接続を解放する状態にクラッチを切り換える。この状態ではバリエータのみが、入力軸から出力軸に動力を伝達する。この低速走行時に入力側、出力側両ディスク同士の間の変速比を変換する際の作用自体は、従来のバリエータの場合と同様である。勿論、この状態では、前記入力軸と出力軸と間の変速比、すなわち、無段変速装置全体としての変速比は、バリエータの変速比に比例する。また、この状態では、このバリエータに入力されるトルクは、前記入力軸に加えらるトルクに等しくなる。

【0009】これに対して、高速走行時には、前記第2の動力伝達機構を前記リング歯車に接続すると共に、前記キャリアとリング歯車との接続を解放した状態に、クラッチを切り換える。この結果、前記入力軸から出力軸には、遊星歯車機構が動力を伝達する。また、この状態では、バリエータの出力ディスクに、この遊星歯車機構を構成するキャリアからトルクが、第2の動力伝達機構を介して伝達される。この状態では、前記無段変速装置全体としての変速比は遊星歯車の公転速度に応じて変化する。そこで、前記バリエータの変速比を変えて、前記遊星歯車の公転速度を変えれば、前記無段変速装置全体としての変速比を調節できる。すなわち、この状態では、バリエータの速度比を減速側に变化させる程、無段変速装置全体の変速比は増速側に变化する。このような高速走行時の状態では、無段変速装置全体の変速比を増速側に变化さるべく、バリエータの変速比を減速側に变化させる程、このバリエータに入力されるトルクが小さくなる。この結果、高速走行時に前記バリエータに入力されるトルクを小さくして、このバリエータの構成部品の耐久性向上を図れる。

【0010】

【発明の実施の形態】以下、この発明の実施の形態を図面に基づいて説明する。

【0011】図1は第1の実施形態のダブルキャピティ式トロイダル形無段変速装置の系統図、図2は車速と入力ディスクに入力する動力／エンジン動力との関係を示すグラフである。図1中1はトロイダル形無段変速装置であって、バリエータ2と遊星歯車機構3とを備えている。バリエータ2は、固定部にベアリング等を介して回転自在に支持され、かつ一端側がエンジン等の駆動源5に連結された入力軸6を備えている。

【0012】入力軸6には発進クラッチ7を介して油圧押圧機構としての油圧ピストン8が設けられている。この油圧ピストン8は油圧供給源（図示しない）と接続されていて、任意の押圧力をバリエータ2に伝達できるようになっている。バリエータ2には入力軸6と連動して回転する互いに対向する一対の入力ディスク10a、10bが設けられ、この一対の入力ディスク10a、10

bの間には入力軸6に対しては遊嵌状態の一対の出力ディスク11a、11bが同軸的に配置され互いに同期して回転するようになっている。

【0013】入力ディスク10a、10bと出力ディスク11a、11bとの間には傾転自在に転接された複数のパワーローラ12が設けられている。出力ディスク11a、11bは入力軸6に対して遊嵌する遊嵌軸13を介して連結されている。このバリエータ2は、入力軸6に伝達された回転駆動力が入力ディスク10a、10b、パワーローラ12及び出力ディスク11a、11bを介して遊嵌軸13に伝達され、その速度比すなわち出力ディスク11a、11bの回転速度を入力ディスク10a、10bの回転速度で除した値がパワーローラ12の傾転角によって決定される。

【0014】すなわち、パワーローラ12が水平状態にあるときに、速度比が1の中立状態となり、これより各パワーローラ12の出力ディスク11a、11b側が入力軸6から離れる方向に傾転するとこれに応じて速度比が低下し、逆に各パワーローラ12の出力ディスク11a、11b側が入力軸6に接近する方向に傾転するとこれに応じて速度比が増加する。この遊嵌軸13には第1のスプロケット14が嵌着され、この第1のスプロケット14はチェーン15を介して第1の動力伝達機構を構成するカウンタ軸16に設けられた第2のスプロケット17と連動している。一方、前記入力軸6の他端側には高速用クラッチ18を介して中心軸19が設けられ、この中心軸19は前記遊星歯車機構3と連動して第2の動力伝達機構を構成している。

【0015】遊星歯車機構3について説明すると、出力軸20を備えた太陽歯車21と、これに噛合する複数の遊星歯車22と、各遊星歯車22を連繋するキャリア23と、遊星歯車22に噛合するリング歯車24とを備えており、リング歯車24が中心軸19を介して高速用クラッチ18と連結されている。さらに、リング歯車24と遊星歯車機構3のハウジング（図示しない）の間にはリング歯車24の回転を許容および拘束する後退用クラッチ25が設けられている。さらに、キャリア23とリング歯車24の間には動力の伝達を接離する低速用クラッチ26が設けられている。

【0016】前記第1の動力伝達機構を構成するカウンタ軸16の他端部には第1の歯車27が設けられ、遊星歯車機構3のキャリア23には出力軸20と遊嵌する遊嵌軸28が設けられ、この遊嵌軸28には第1の歯車27と噛合する第2の歯車29が設けられている。

【0017】次に、前述した第1の実施形態の動作を説明する。

【0018】今、入力軸6が停止しており、かつバリエータ2が最大減速位置にあると共に、高速用クラッチ18、低速用クラッチ26および後退用クラッチ25が解放状態にある。この状態で、発進クラッチ7を接続する

と共に駆動源5によって入力軸6を所定方向に回転開始させると、この入力軸6の回転に伴ってバリエータ2の入力ディスク10a、10bが入力軸6と同方向に同一回転速度で回転する。このとき、パワーローラ12が最大減速位置にあるので、入力ディスク10a、10bの回転がパワーローラ12を介して出力ディスク11a、11bに入力軸10a、10bと逆方向回転でかつ入力軸6よりも低速回転となるように伝達される。

【0019】したがって、遊嵌軸13が回転し、第1のスプロケット14、チェーン15および第2のスプロケット17と動力伝達され、カウンタ軸16を介して第1の歯車27を介して第2の歯車29も回転する。しかし、この状態では、高速用クラッチ18、低速用クラッチ26および後退用クラッチ25が解放状態であり、遊星歯車22およびキャリア23が自由回転するだけで、出力軸20に連結されている太陽歯車21にその回転力が伝達されることはなく、出力軸20は回転停止状態を維持する。

【0020】この出力軸20の回転停止状態から発進クラッチ7を接続すると共に、低速用クラッチ26を接続し、高速用クラッチ18および後退用クラッチ25を解放すると、キャリア23とリング歯車24が結合状態となり、第2の歯車29の回転力が遊嵌軸28、キャリア23およびリング歯車24に伝達される。したがって、遊星歯車22を介して太陽歯車21が回転して出力軸20に伝達され、出力軸20が入力軸6と同方向に回転する前進状態の第1モードが得られる。

【0021】そして、第1モードを維持しながらバリエータ2を増速側すなわちパワーローラ12をその出力ディスク11a、11b側が入力軸6に接近する方向に傾転させると、その傾転に応じてカウンタ軸16の回転速度が速くなり、これに伴って遊星歯車機構3のリングギヤ24およびキャリア23の回転速度が増加して出力軸20の回転速度が増加し、トロイダル形無段変速装置1全体の速度比が増加する。

【0022】次に、高速用クラッチ18を接続して低速用クラッチ26および後退用クラッチ25を解放し、発進クラッチ7を接続すると、入力軸6の回転は高速用クラッチ18を介して中心軸19に伝達され、中心軸19の回転は遊星歯車機構3のリング歯車24に伝達される。リング歯車24の回転は複数の遊星歯車22を介して太陽歯車21に伝達し、この太陽歯車21に連結された出力軸20が回転する。リング歯車23が入力側になった場合、遊星歯車22を支持したキャリア23が停止していると仮定すれば、リング歯車23と太陽歯車21の歯数に比に応じた変速比で増速を行う。ただし、キャリア23に支持された遊星歯車22が太陽歯車21の周囲を公転し、無段変速装置全体としての変速比は、遊星歯車22の公転速度に応じて変化する。そこで、バリエータ2の変速比を変えて遊星歯車22の公転速度を変え

ば、無段変速装置全体としての変速比を調節できる。

【0023】すなわち、高速走行時に遊星歯車22がリング歯車24と同方向に公転する。そして、これらの遊星歯車22の公転速度が速い程、太陽歯車21に固定された出力軸20の回転速度が速くなる。例えば、前記公転速度とリング歯車24の回転速度（何れも角速度）が同じになれば、リング歯車24と出力軸20の回転速度が同じになる。これに対して、前記公転速度がリング歯車24の回転速度よりも遅ければ、前記リング歯車24の回転速度よりも出力軸20の回転速度が速くなる。反対に、前記公転速度がリング歯車24の回転速度よりも速ければ、前記リング歯車24の回転速度よりも出力軸19の回転速度が遅くなる。

【0024】したがって、前記高速走行時には、第2の動力伝達機構を介して遊星歯車機構3のリング歯車24に伝達されたトルクの一部は遊星歯車22からキャリア23および第1の動力伝達機構を介して出力ディスク11a、11bに伝わる。前記バリエータ2の変速比を減速側に变化させる程、トロイダル形無段変速装置1全体の変速比は増速側に变化する。

【0025】このような高速走行時の状態では、前記バリエータ2に、入力ディスク10a、10bからではなく、出力ディスク11a、11bからトルクが加わる、所謂動力循環状態となるが、入力ディスク10a、10bの加わるトルクが例えば30%である場合には、油圧ピストン8を採用することによって押圧力が可変できることから油圧ピストン8によって入力ディスク10a、10bに30%の力で押圧すればよく、バリエータ2に入力される動力が小さくなり、バリエータ2の負担を軽減できる。この結果、図2に示すように、高速走行時にバリエータ2に入力されるトルクを小さくして、このバリエータ2の構成部品の耐久性向上を図れる。

【0026】次に、自動車を後退させるべく、出力軸20を逆回転させる際には、前記低速用クラッチ26および高速用クラッチ18を解放し、後退用クラッチ25を接続する。この結果、遊星歯車機構3のリング歯車24が固定され、各遊星歯車22がリング歯車24並びに太陽歯車21と噛合しつつ、この太陽歯車21の周囲を公転する。したがって、太陽歯車21並びにこの太陽歯車21に固定された出力軸20が前述した高速走行時並びに低速走行時とは逆方向に回転する。

【0027】

【発明の効果】以上説明したように、請求項の発明によれば、油圧を制御することにより、常に適切な推力を与えることができ、また、高速走行時の動力循環によりバリエータに入力されるトルクを小さくすることができ、また、高速走行時の動力循環によりバリエータに入力されるトルクを小さくすることができ、バリエータの全体に占めるトルクの負担の割合が小さくなり、構成部品の耐久性の向上を図れるという効果がある。さらに、ダブ

